

**Method for adjusting the ratio of transmission in a continuous variable transmission**

Patent Number: ☐ [US6597977](#)  
Publication date: 2003-07-22  
Inventor(s): PIEPENBRINK ANDREAS (DE); SCHWENGER ANDREAS (DE); DANZ WOLFGANG (DE)  
Applicant(s): ZF BATAVIA L L C (US)  
Requested Patent: ☐ [DE19851110](#)  
Application Number: US20010831095 20010503  
Priority Number(s): DE19981051110 19981106; WO1999EP08424 19991103  
IPC Classification: G06F17/00; B60K41/14  
EC Classification: [F16H61/00C4](#)  
Equivalents: ☐ [EP1127232](#) (WO0028241), JP2002529671T, ☐ [WO0028241](#)

---

**Abstract**

---

Within the scope of the method for adjusting the ratio value for a continuously variable transmission having a variator, a minimum contact pressure force  $P_{1,min}$ , and/or  $P_{2,min}$  is continuously calculated for the two variator discs on the basis of the actual ratio and of the actual torque to be transmitted and according to the calculated contact pressure minimum force the primary or the secondary disc is determined as controlled variable to be used for the variator ratio, the controlled variable being determined by a comparison of the required pressure values  $P_{1,soll}$  or  $P_{2,soll}$  with the calculated contact-pressure minimum value in a manner such that if  $P_{1,soll} \leq P_{1,min}$ , the controlled variable changes from the primary to the secondary side and if the condition  $P_{2,soll} \leq P_{2,min}$  is fulfilled, the secondary side changes to the primary side, the primary side being the controlled variable at the start of the method

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2



⑬ **BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT**

⑫ **Offenl gungsschrift**  
⑩ **DE 198 51 110 A 1**

⑤ Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 16 H 59/06**  
F 16 H 61/02

⑰ Aktenzeichen: 198 51 110.8  
⑳ Anmeldetag: 6. 11. 1998  
㉑ Offenlegungstag: 11. 5. 2000

**DE 198 51 110 A 1**

⑦ Anmelder:  
ZF Friedrichshafen AG, 88046 Friedrichshafen, DE

⑦ Erfinder:  
Danz, Wolfgang, 88046 Friedrichshafen, DE;  
Piepenbrink, Andreas, 88709 Meersburg, DE;  
Schwenger, Andreas, 88048 Friedrichshafen, DE

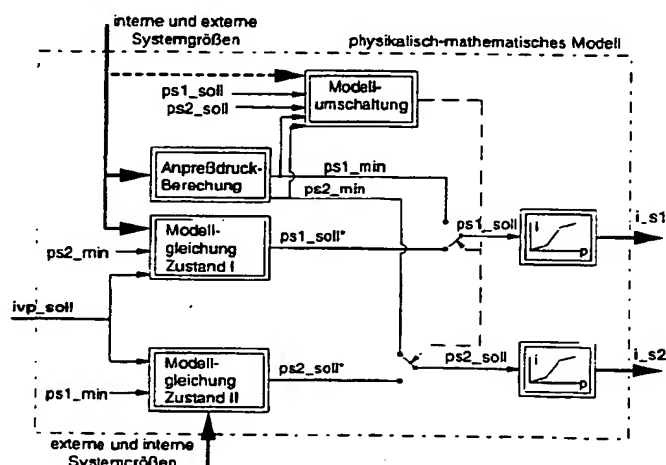
⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:

DE 43 12 745 C2  
DE 196 32 747 A1  
DE 196 06 311 A1  
DE 44 11 939 A1

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

⑤④ Verfahren zur Einstellung des Übersetzungswertes für ein stufenloses Umschlingungsgetriebe

⑤⑦ Im Rahmen des Verfahrens zur Einstellung des Übersetzungswertes für ein stufenloses Umschlingungsgetriebe mit einem Variator wird für beide Variatorscheiben aufgrund der aktuellen Übersetzung und des aktuell zu übertragenden Momentes kontinuierlich eine Anpreßdruckminimalkraft  $p_{1, \min}$  bzw.  $p_{2, \min}$  zur Umschlingungselementanpressung berechnet und in Abhängigkeit von der berechneten Anpreßdruckminimalkraft die Primär- oder die Sekundärscheibe als einzusetzende Stellgröße für die Variatorübersetzung bestimmt, wobei die Bestimmung der Stellgröße durch einen Vergleich der geforderten Druckvorgaben  $p_{1, \text{soll}}$  bzw.  $p_{2, \text{soll}}$  mit den berechneten Anpreßdruckminimalkraftwerten erfolgt, derart, dass, wenn  $p_{1, \text{soll}} \leq p_{1, \min}$  ein Zustandswechsel in der Stellgröße von der Primär- zur Sekundärseite erfolgt und wenn die Bedingung  $p_{2, \text{soll}} \leq p_{2, \min}$  erfüllt wird, ein Zustandswechsel von der Sekundär- zur Primärseite erfolgt, wobei zu Beginn des Verfahrens die Primärseite die Stellgröße ist.



**DE 198 51 110 A 1**

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Verfahren zur Einstellung des Übersetzungswertes für ein stufenloses Umschlingungsgetriebe eines Kraftfahrzeugs gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Ein stufenloses Automatgetriebe nach dem Umschlingungsprinzip (CVT-Getriebe) besteht üblicherweise u. a. aus einer Anfahrinheit, einer Vorwärts/Rückwärtsfahreinheit, einer Zwischenwelle, einem Differential, aus hydraulischen und elektronischen Steuereinrichtungen sowie aus einem Variator. Der Variator umfasst üblicherweise eine Primär- und eine Sekundärscheibe auch Primär- und Sekundärseite genannt, wobei beide Scheiben aus paarweise angeordneten Kegelscheiben gebildet sind und ist mit einem momentenübertragenden Umschlingungselement versehen, das zwischen den beiden Kegelscheibenpaaren umläuft. In einem derartigen Getriebe wird die aktuelle Übersetzung durch den Laufradius des Umschlingungselementes definiert, der wiederum eine Funktion der axialen Position der Kegelscheiben ist.

Bei einer Übersetzungsänderung werden folglich konstruktionsbedingt die Kegelscheibenpaare von Primär- und Sekundärscheibe des Variators wechselseitig und komplementär zueinander über entsprechende Ansteuerelemente auseinander- und zusammengeschoben, was eine Änderung des Laufradius des Umschlingungselementes auf den Kegelscheiben und somit eine Änderung der Übersetzung zwischen Primär- und Sekundärseite bewirkt.

Nach dem Stand der Technik erfolgt meist eine funktionelle Aufteilung des Variators in die Primärseite zur Beeinflussung der Übersetzungsänderung (Verstellung) und in die Sekundärseite zur Einstellung der notwendigen Anpreßdrücke (Anpressung), die den erforderlichen Kontakt zwischen der Scheibe und dem Umschlingungselement gewährleisten, so dass kein Schlupf entsteht.

Der Stand der Technik lehrt, zur Vermeidung von Schlupf zwischen der Scheibe und dem Umschlingungselement große Sicherheitsaufschläge auf die berechneten Steuerdruckwerte aufzulegen. Diese Vorgehensweise weist den Nachteil auf, dass dadurch der Wirkungsgrad des Automatgetriebes verschlechtert wird.

Zudem wird durch die Beschränkung der Stellgröße zur Einleitung einer Übersetzungsänderung auf die Primärseite des Variators die Verstelldynamik deutlich eingeschränkt.

Hierbei werden üblicherweise Regelkreisstrukturen verwendet, wie sie in der DE 196 06 311 A1 der Anmelderin beschrieben sind. Derartige Regelkreisstrukturen kombinieren eine physikalisch-mathematisch modellbasierte Linearisierung der Regelstrecke mittels eines Korrekturgliedes mit einem linearen PID-Regler. Die Stellgröße des PID-Reglers wird dabei direkt als Vorgabe für den einzustellenden Verstellgradienten interpretiert.

Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ausgehend von dem erwähnten Stand der Technik, ein Verfahren zur Einstellung des Übersetzungswertes für ein stufenloses Umschlingungsgetriebe anzugeben, derart, dass ein bestmöglicher Getriebewirkungsgrad bei gleichzeitiger Ausnutzung aller Freiheitsgrade der Verstelldynamik und gleichzeitigem bestmöglichem Schutz des Getriebes erzielt wird.

Das erfindungsgemäße Verfahren soll die Anpressung an die Betriebspunktlage derart anpassen, dass es möglich wird, die wirkungsgradrelevanten Effekte einer Überanpressung auf ein Minimum zu reduzieren.

Diese Aufgabe ist gemäß der Erfindung durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Weitere Ausgestaltungen der Erfindung gehen aus den Unteransprüchen hervor.

Demnach wird vorgeschlagen, die Primär- und Sekundärseite des Variators bezüglich der Verstellung und Anpressung als absolut gleichberechtigt zu betrachten und für beide Scheiben aufgrund der aktuellen Übersetzung und des aktuell zu übertragenden Momentes eine Anpreßdruckminimalkraft zur Umschlingungselementanpressung zu berechnen. Desweiteren wird vorgeschlagen, in Abhängigkeit der berechneten Anpreßdruckminimalkraft die Primär- oder die Sekundärscheibe als einzusetzende Stellgröße zu bestimmen. Diese wird erfindungsgemäß durch Vergleich der geforderten Druckvorgaben mit den berechneten Anpreßdruckminimalwerten ermittelt.

Die Berechnung der Anpreßdruckminimalwerten (Sollwerte) erfolgt erfindungsgemäß auf Basis eines physikalisch-mathematischen Modells.

Die Erfindung ist im folgenden anhand der beigefügten Zeichnung, näher erläutert. In dieser stellen dar:

Fig. 1 eine Blockschaltdarstellung der allgemeinen Regelkreisstruktur gemäß der vorliegenden Erfindung,

Fig. 2 eine Blockschaltdarstellung eines Ausschnittes der Regelkreisstruktur für ein Band als Umschlingungselement gemäß einer ersten Variante der vorliegenden Erfindung und

Fig. 3 eine Blockschaltdarstellung eines Ausschnittes der Regelkreisstruktur für ein Band als Umschlingungselement gemäß einer zweiten Variante der vorliegenden Erfindung.

Der erste Schritt des erfindungsgemäßen Verfahrens besteht in der Berechnung der minimalen Anpreßdruckminimalkräfte bzw. Anpreßdrucksollwerte für beide Variatorseiten. Diese erfolgt anhand folgender Gleichungen:

$$P_{1,min} = \frac{T_1 \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \mu \cdot A_1 \cdot r_1} \cdot SF_1$$

$$P_{2,min} = \frac{T_1 \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \mu \cdot A_2 \cdot r_1} \cdot SF_2$$

mit:

$P_{1,min}$ : Anpreßdruckminimalkraft Primärseite

$P_{2,min}$ : Anpreßdruckminimalkraft Sekundärseite

$T_1$ : Antriebsmoment an der Primärseite des Variators

$A_1$ : Scheibenfläche der Primärseite

$A_2$ : Scheibenfläche der Sekundärseite

$r_1$ : aktueller Laufradius Primärseite  
 $r_2$ : aktueller Laufradius der Sekundärseite  
 $\alpha$ : Scheibenwinkel  
 $\mu$ : Reibbeiwert des Kontaktes Band-Kegelscheibe  
 $SF_1$ : Sicherheitsfaktor der Primärseite  
 $SF_2$ : Sicherheitsfaktor der Sekundärseite.

Jeder Variatorseite wird hierbei erfindungsgemäß ein eigener, separat einstellbarer Sicherheitsfaktor zugeteilt. Die Berechnung der aktuellen Laufradien ( $r_1, r_2$ ) erfolgt gemäß der feststehenden geometrischen Beziehungen. Zur Optimierung der Rechenzeit werden diese Beziehungen auf dem Getriebesteuergerät über Kennlinien bzw. Kennfelder als Funktionen der Variator-Übersetzung (iv) abgelegt.

Der von den primär- und sekundärseitig eingeleiteten Drücken (Kräften) abhängige Verstellgradient (Übersetzungsänderungsgeschwindigkeit) kann als physikalisch-mathematische Modellgleichung wie folgt dargestellt werden:

$$k(iv) \cdot \frac{div}{dt} = p_2 \cdot A_2 \cdot k_p k_s - p_1 \cdot A_1$$

mit:

$k(iv)$ : übersetzungsabhängiger Dämpfungsbeiwert  $div/dt$ : Verstellgradient (Übersetzungsgradient)  $p_1$ : Ansteuerdruck der Primärseite  $p_2$ : Ansteuerdruck der Sekundärseite  $A_1$ : Scheibenfläche der Primärseite  $A_2$ : Scheibenfläche der Sekundärseite  $k_p k_s$ : Verstellkraftverhältnis.

Der Dämpfungsbeiwert, sowie das Verstellkraftverhältnis werden zur Optimierung der Rechenzeit auf dem Getriebesteuergerät ebenfalls als Kennlinie ( $k(iv) = f(iv)$ ) bzw. als Kennfeld ( $k_p k_s = f(iv, 1/SF)$ ) dargestellt.

Durch Umstellen der Gleichung des Verstellgradienten nach den Ansteuerdrücken der Primär- bzw. Sekundärseite ergibt sich folgende Berechnungsvorschrift für die Einstellung der Ansteuerdrücke in Abhängigkeit von einer geforderten Verstellgradientenvorgabe:

$$p_{1,soll} = \frac{1}{A_1} \left( p_{2,min} \cdot A_2 \cdot k_p k_s - k(iv) \cdot \frac{div}{dt} \Big|_{soll} \right) \quad \text{für } p_{2,soll} = p_{2,min}$$

und entsprechend

$$p_{2,soll} = \frac{1}{A_2 \cdot k_p k_s} \left( k(iv) \cdot \frac{div}{dt} \Big|_{soll} + p_{1,min} \cdot A_1 \right) \quad \text{für } p_{1,soll} = p_{1,min}$$

Die für die aktuelle Verstellanforderung einzusetzende Stellgröße (Primär- oder Sekundärseite) wird erfindungsgemäß durch Vergleich der geforderten Druckvorgaben mit den berechneten Anpreßdruckminimalwerten ermittelt. Die Stellgröße der Verstellregelung wechselt somit stets zwischen Primär- und Sekundärseite hin- und her. Prinzipbedingt ergeben sich hierbei kontinuierliche Druckübergänge, wobei im Umschaltzeitpunkt kein Drucksprung entsteht.

Da der Getriebeschutz oberste Priorität hat, steht die Einhaltung der notwendigen Anpreßdruckminimalwerte im Vordergrund. Folglich ergibt sich ein Wechsel in der Stellgröße von der Primärseite zur Sekundärseite, wenn  $p_{1,soll} \leq p_{1,min}$  gilt. Entsprechend ergibt sich ein Zustandswechsel von der Sekundär- zur Primärseite, wenn die Bedingung  $p_{2,soll} \leq p_{2,min}$  erfüllt wird. Somit wird gewährleistet, dass der minimale erforderliche Druckwert nicht unterschritten wird.

Die oben beschriebenen Berechnungsvorschriften für die Druckwerte von Primär- und Sekundärseite des Variators werden als Vorsteuerung in einen aus dem Stand der Technik bekannten Regelkreis mit der Soll-Übersetzung  $iv_{soll}$  als Führungsgröße eingebunden, der in Fig. 1 schematisch dargestellt ist.

Gemäß Fig. 1 ist die modellbasierte Druckberechnung gemäß der Erfindung aus regelungstechnischer Sicht das "inverse Modell" der realen Regelstrecke bzw. des Variators und kann somit gemäß dem Stand der Technik zur Linearisierung der Regelstrecke mit verwendet werden. Das der vorliegenden Erfindung zugrundeliegende physikalisch-mathematische Modell wird im Block "physikalisch-mathematisches Modell" berücksichtigt. Da die resultierende Ersatzregelstrecke aus dem berücksichtigten inversen rechnerischen Modell und der realen Regelstrecke ein lineares Verhalten zeigt, kann mit einem einfachen linearen Regler eine Kompensation noch verbleibender Modellungenauigkeiten, sowie dynamischer Störungen durchgeführt werden.

Die beigefügte selbsterklärende Fig. 2 zeigt schematisch eine Blockschaltdarstellung des Blocks "physikalisch-mathematisches Modell" aus Fig. 1 gemäß einer Variante des erfindungsgemäßen Verfahrens. Hierbei erfolgt die Auswertung der Modellgleichungen anhand der Verstellgradientenvorgabe für die beiden Scheiben in den Blöcken "Modellgleichung Zustand I" und "Modellgleichung Zustand II" parallel. Gleichzeitig wird die Anpreßdruckberechnung im Block "Anpreßdruckberechnung" kontinuierlich durchgeführt und anhand der oben genannten Kriterien zwischen den beiden Zuständen mittels des Blocks "Modellumschaltung" umgeschaltet. Zu Beginn des Verfahrens ist die Primärseite die Stellgröße.

Es ist jedoch im Rahmen einer in der selbsterklärenden Fig. 3 dargestellten Variante möglich, lediglich die Modellgleichung der aktuellen Stellgröße auszuwerten und erst bei Erkennen der Notwendigkeit eines Zustandswechsels mittels des Blocks "Modellumschaltung" entsprechend umzuschalten und die Auswertung der Modellgleichung für die andere Seite durchzuführen.

## Bezugszeichen

$p_{1,min}$ : Anpreßdruckminimalkraft Primärseite  
 $p_{2,min}$ : Anpreßdruckminimalkraft Sekundärseite  
 $T_1$ : Antriebsmoment an der Primärseite des Variators  
 $A_1$ : Scheibenfläche der Primärseite  
 $A_2$ : Scheibenfläche der Sekundärseite  
 $r_1$ : aktueller Laufradius Primärseite  
 $r_2$ : aktueller Laufradius der Sekundärseite  
 $\alpha$ : Scheibenwinkel  
 $\mu$ : Reibbeiwert des Kontaktes Band-Kegelscheibe  
 $SF_1$ : Sicherheitsfaktor der Primärseite  
 $SF_2$ : Sicherheitsfaktor der Sekundärseite  
 $k(iv)$ : Übersetzungsabhängiger Dämpfungsbeiwert  
 $div/dt$ : Verstellgradient (Übersetzungsgradient)  
 $p_1$ : Ansteuerdruck der Primärseite  
 $p_2$ : Ansteuerdruck der Sekundärseite  
 $k_p k_s$ : Verstellkraftverhältnis  
 $iv$ : Übersetzung

## Patentansprüche

1. Verfahren zur Einstellung des Übersetzungswertes für ein stufenloses Umschlingungsgetriebe mit einem Variator, **dadurch gekennzeichnet**, dass für beide Variatorscheiben aufgrund der aktuellen Übersetzung und des aktuell zu übertragenden Momentes kontinuierlich eine Anpreßdruckminimalkraft  $p_{1,min}$  bzw.  $p_{2,min}$  zur Umschlingungselementanpressung berechnet wird, und dass in Abhängigkeit von der berechneten Anpreßdruckminimalkraft die Primär- oder die Sekundärscheibe als einzusetzende Stellgröße für die Variatorübersetzung bestimmt wird, wobei die Bestimmung der Stellgröße durch einen Vergleich der geforderten Druckvorgaben  $p_{1,soll}$  bzw.  $p_{2,soll}$  mit den berechneten Anpreßdruckminimalkraftwerten erfolgt, derart, dass wenn  $p_{1,soll} \leq p_{1,min}$  ein Zustandswechsel in der Stellgröße von der Primär- zur Sekundärseite erfolgt und wenn die Bedingung  $p_{2,soll} \leq p_{2,min}$  erfüllt wird ein Zustandswechsel von der Sekundär- zur Primärseite erfolgt, wobei zu Beginn des Verfahrens die Primärseite die Stellgröße ist.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Berechnung der Anpreßdruckminimalkräfte auf Basis eines physikalisch-mathematischen Modells erfolgt.

3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Berechnung der Anpreßdruckminimalkräfte anhand folgender Gleichungen erfolgt:

$$p_{1,min} = \frac{T_1 \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \mu \cdot A_1 \cdot r_1} \cdot SF_1$$

$$p_{2,min} = \frac{T_1 \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \mu \cdot A_2 \cdot r_1} \cdot SF_2$$

mit:

$p_{1,min}$ : Anpreßdruckminimalkraft Primärseite  
 $p_{2,min}$ : Anpreßdruckminimalkraft Sekundärseite  
 $T_1$ : Antriebsmoment an der Primärseite des Variators  
 $A_1$ : Scheibenfläche der Primärseite  
 $A_2$ : Scheibenfläche der Sekundärseite  
 $r_1$ : aktueller Laufradius Primärseite  
 $r_2$ : aktueller Laufradius der Sekundärseite  
 $\alpha$ : Scheibenwinkel

$\mu$ : Reibbeiwert des Kontaktes Band-Kegelscheibe

$SF_1$ : Sicherheitsfaktor der Primärseite

$SF_2$ : Sicherheitsfaktor der Sekundärseite,

wobei jeder Variatorseite ein separat einstellbarer Sicherheitsfaktor ( $SF_1$ ,  $SF_2$ ) zugeteilt wird und die Berechnung der aktuellen Laufradien ( $r_1$ ,  $r_2$ ) gemäß der feststehenden geometrischen Beziehungen erfolgt.

4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass zur Optimierung der Rechenzeit die Beziehungen zur Berechnung der Anpreßdruckminimalkräfte auf dem Getriebesteuergerät über Kennfelder als Funktionen der Variator-Übersetzung ( $iv$ ) und des primärseitigen Antriebsmoments  $T_1$  abgelegt werden.

5. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der von den primär- und sekundärseitig eingeleiteten Drücken abhängige Verstellgradient als physikalisch-mathematische Modellgleichung wie folgt dargestellt wird:

$$k(iv) \cdot \frac{div}{dt} = p_2 \cdot A_2 \cdot k_p k_s - p_1 \cdot A_1$$

mit:

$k(iv)$ : Übersetzungsabhängiger Dämpfungsbeiwert

$div/dt$ : Verstellgradient (Übersetzungsgradient)

$p_1$ : Ansteuerdruck der Primärseite

$p_2$ : Ansteuerdruck der Sekundärseite

$A_1$ : Scheibennfläche der Primärseite

$A_2$ : Scheibennfläche der Sekundärseite

$k_p k_s$ : Verstellkraftverhältnis,

wobei für die Ansteuerdrücke  $p_{1,soll}$  und  $p_{2,soll}$  in Abhängigkeit von einer geforderten Verstellgradientenvorgabe  $div/dt$  gilt:

$$p_{1,soll} = \frac{1}{A_1} \left( p_{2,min} \cdot A_2 \cdot k_p k_s - k(iv) \cdot \frac{div}{dt} \Big|_{soll} \right) \quad \text{für } p_{2,soll} = p_{2,min}$$

und

$$p_{2,soll} = \frac{1}{A_2 \cdot k_p k_s} \left( k(iv) \cdot \frac{div}{dt} \Big|_{soll} + p_{1,min} \cdot A_1 \right) \quad \text{für } p_{1,soll} = p_{1,min}$$

6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Dämpfungsbeiwert und das Verstellkraftverhältnis zur Optimierung der Rechenzeit auf dem Getriebesteuergerät als Kennlinie ( $k(iv) = f(iv)$ ) bzw. als Kennfeld ( $k_p k_s = f(iv, 1/SF)$ ) dargestellt werden.

7. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die physikalisch-mathematische Modellgleichung für die Ansteuerdrücke  $p_{1,soll}$  und  $p_{2,soll}$  in Abhängigkeit von einer geforderten Verstellgradientenvorgabe  $div/dt$  als Vorsteuerung in einen Regelkreis eingebunden werden.

8. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Auswertung der Modellgleichungen für die beiden Variatorscheiben parallel erfolgt.

9. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass lediglich die Modellgleichung der aktuellen Stellgröße ausgewertet wird und dass erst bei Erkennen der Notwendigkeit eines Zustandswechsels entsprechend umgeschaltet und die Auswertung der Modellgleichung für die andere Seite durchgeführt wird.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

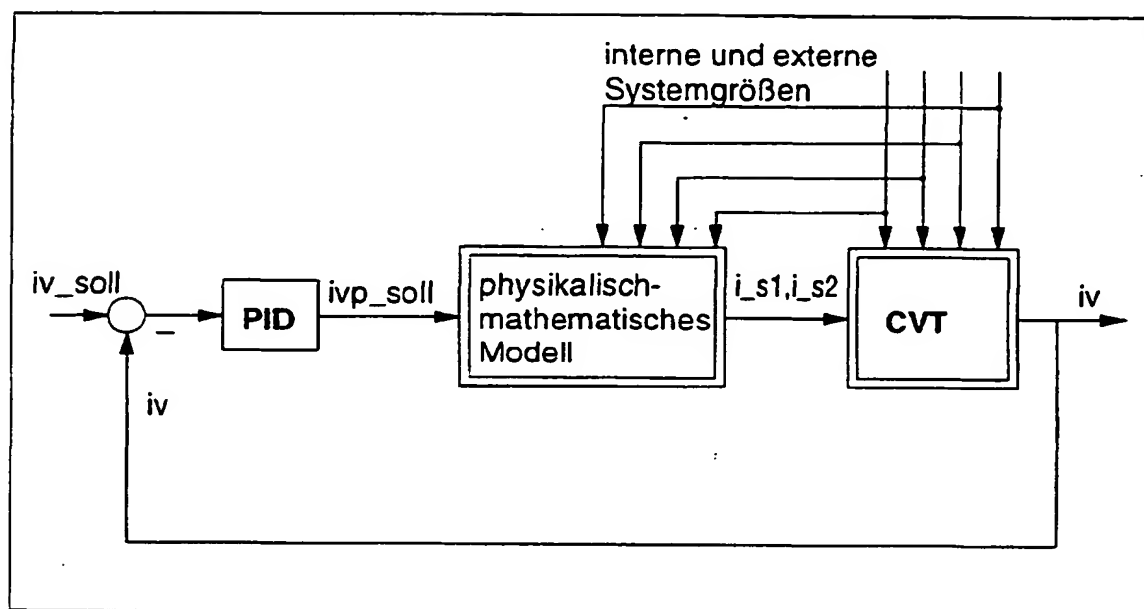


Fig. 1

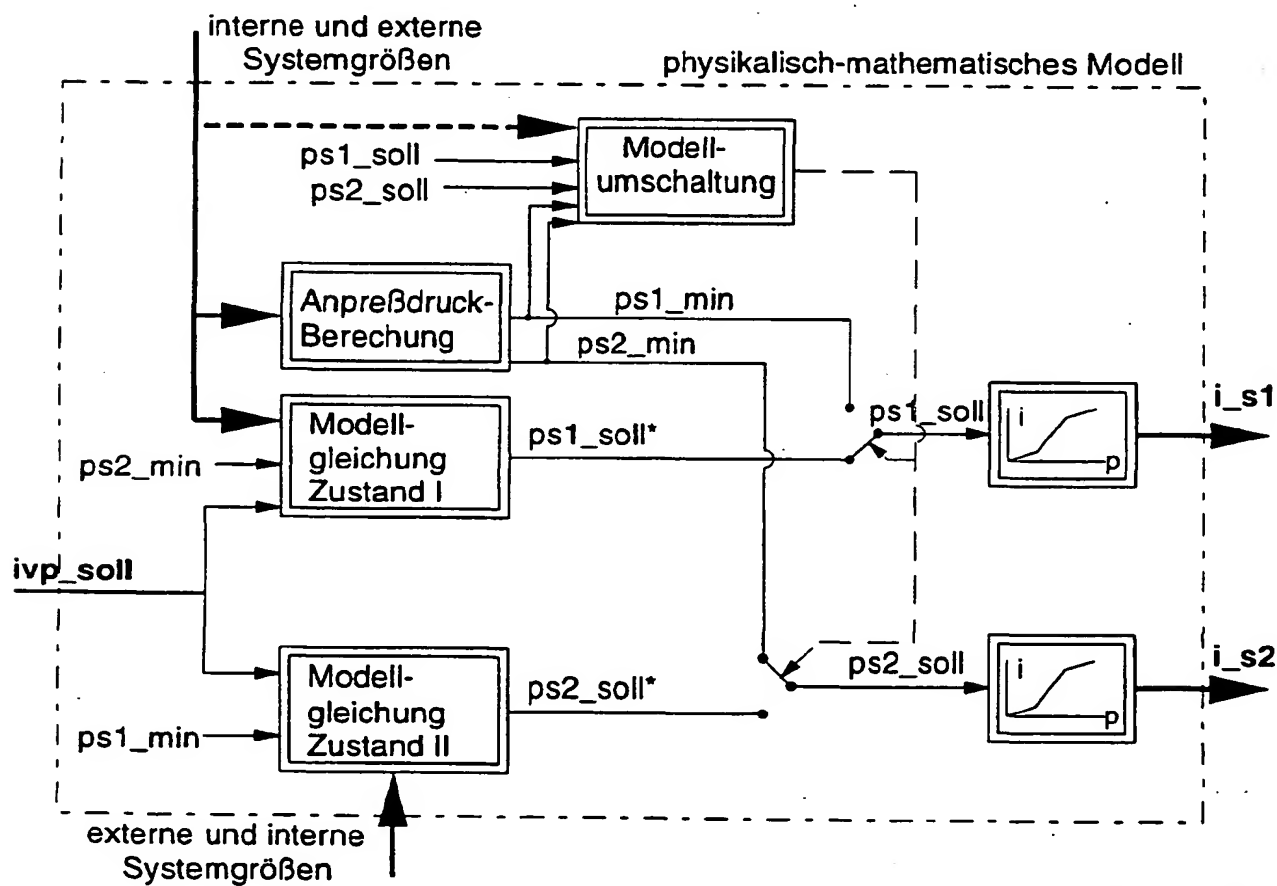


Fig. 2



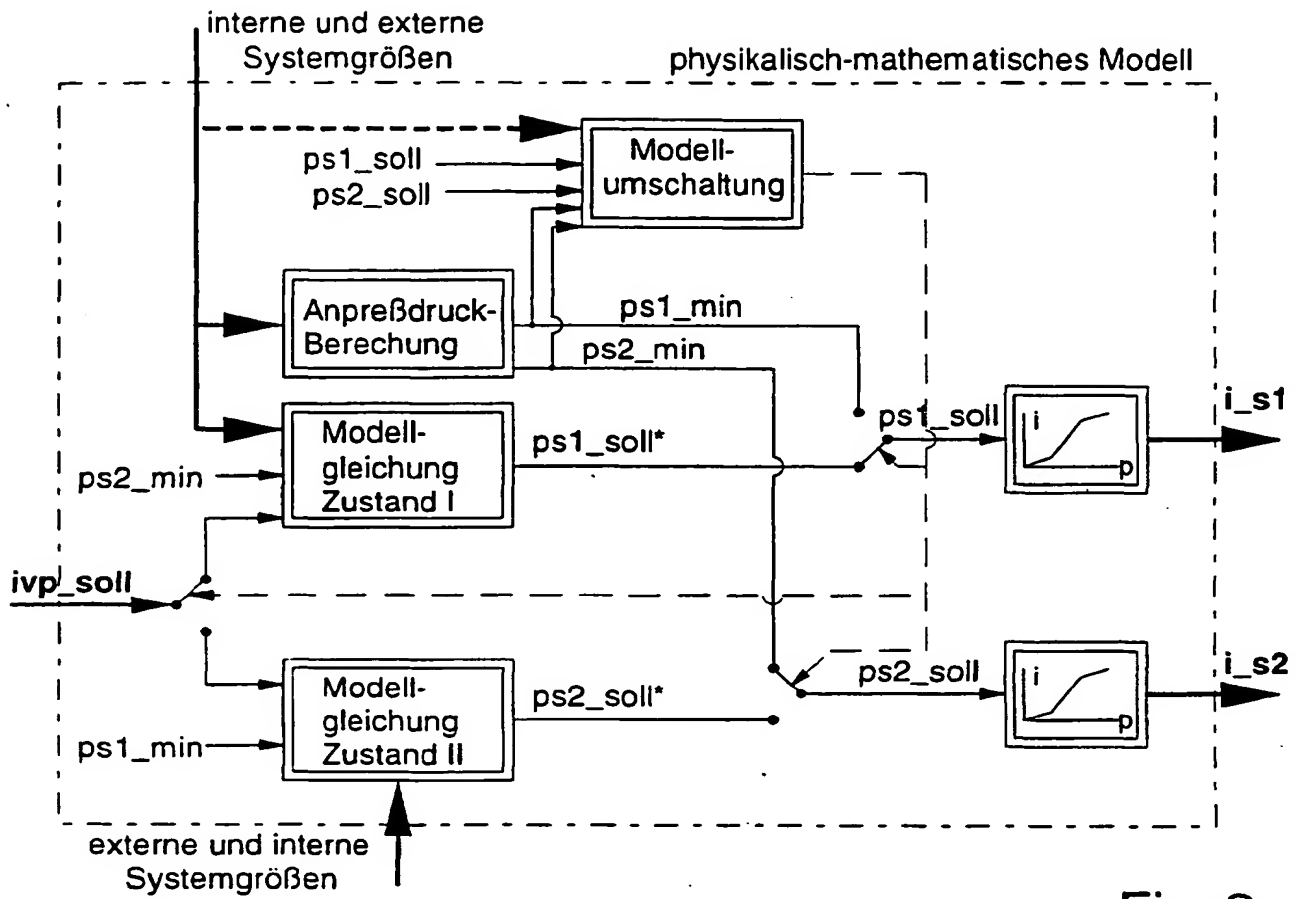


Fig. 3